



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 06 686 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
F 16 H 57/08

②① Aktenzeichen: 197 06 686.0
②② Anmeldetag: 20. 2. 97
④③ Offenlegungstag: 27. 8. 98

DE 197 06 686 A 1

⑦① Anmelder:
Tausend, Erich, 89250 Senden, DE

⑦② Erfinder:
gleich Anmelder

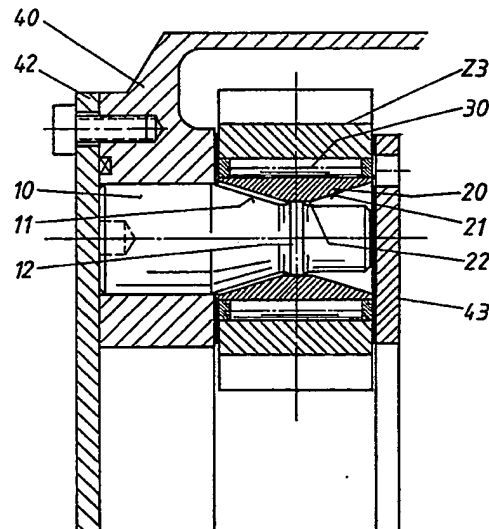
Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Planetenradlagerung für Planetengetriebe

⑤⑦ Planetengetriebe mit einem axial offenen Planetenträger und fliegend gelagerten Planetenrädern haben den Nachteil, daß wegen der großen elastischen Verformung der Lagerzapfen Fluchtungsabweichungen in den Planetenradlagern und in den Zahneingriffen die Belastbarkeit stark reduzieren.

Dieser Nachteil wird erfindungsgemäß dadurch beseitigt, daß der Innenlaufring (20) nur mit einem kurzen Stützabschnitt (22) auf dem Stützbund (12) des Lagerzapfens (10) kardanisch bewegbar abgestützt ist. Im Stützabschnitt (22) ist die Dicke des Innenlaufringes (20) wesentlich größer als an dessen Stirnseiten und der Durchmesser des Stützbundes (12) ist kleiner als die zylindrische Zapfeneinpassung am Planetenträger (40). Die Durchmesserübergänge am Innenlaufring (20) und am Lagerzapfen (10) sind kegelförmig ausgeführt (11, 21). Die Axialfestlegung der Lagerzapfen (10) und der Planetenräder (Z3) nach innen erfolgt durch eine ringförmige Stirnscheibe (43), welche axial starr mit dem Planetenträger (40) verbunden ist, jedoch keine Zahnradkräfte überträgt.

Damit sind die Planetenräder (Z3) in dem Maße der elastischen Lagerzapfenverformung planparallel verschiebbar, wobei Winkelabweichungen in den Lagerlaufbahnen und Zahneingriffen ausgeschlossen werden. Die Lagerzapfen können sogar extrem elastisch ausgebildet werden, um dadurch toleranzbedingte Fertigungsfehler und Stoßbelastungen elastisch auszugleichen.



DE 197 06 686 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft die konstruktive Gestaltung der Lagerelemente von Planetenrädern innerhalb des Planetenträgers von Planetengetrieben. Vordringlich sind dabei die Probleme von solchen Planetengetrieben berücksichtigt, bei welchen aufgrund übergeordneter Einbaubegrenzungen eine große Leistungsdichte gefordert wird, z. B. Planetengetriebe, welche in die Radnaben von Fahrzeugachsen eingebaut sind.

In der Regel ist für diesen Anwendungsfall die Planetenradlagerung so ausgeführt, daß ein Wälzlager in Form von Nadel- oder mehrreihigen Rollenlagern in einer zylindrischen Bohrung des Planetenrades angeordnet ist, wobei die Bohrungswand unmittelbar als äußere Wälzbahn ausgenutzt wird und als innere Wälzbahn ein zylindrischer Lagerbolzen vorgesehen ist. Dazu wird am häufigsten eine geschlossene Form für den Planetenträger verwendet, welcher dann im wesentlichen zwei Ringscheiben aufweist, welche am äußeren Umfang durch Schubstege verbunden sind. Die Planetenräder sind zwischen den Ringscheiben eingesetzt und die Lagerbolzen werden beidseitig in den Ringscheiben gestützt. Diese Konstruktion ist zwar hinsichtlich der Beanspruchung der Lagerbolzen optimal, hat aber den Nachteil, daß die Herstellung des Planetenträgers relativ aufwendig ist und daß wegen des Platzbedarfes für die Schubstege bei einer ausgewogenen Auslegung nur maximal vier Planetenräder untergebracht werden können.

Eine andere aus dem Anwendungsbereich bekannte Konstruktion verwendet einen offenen Planetenträger, welcher nur aus einer Ringscheibe besteht, in welche die Lagerzapfen fliegend eingesetzt sind. Solche Planetengetriebe sind Gegenstand der Druckschriften DE-30 46 934, DE-40 30 220 und DE-44 21 427. Aus dieser fliegenden Planetenradanordnung ergeben sich zwei wesentliche Vorteile: a) der ganze Planetenteilkreis kann mit Planetenrädern besetzt werden, weil keine Schubstege erforderlich sind; b) die offene Form des Planetenträgers bietet mehr Freiheit in der Wahl des Herstellverfahrens und vereinfacht die mechanische Bearbeitung. Dem steht aber als schwerwiegender Nachteil die ungünstige Beanspruchung der Lagerzapfen und deren elastische Verformung entgegen. Diese elastische Verformung der Lagerzapfen verursacht Fluchtungsfehler in den Wälzbahnen der Wälzlager und in den Zahneingriffen, so daß die praktisch erreichbare Lebensdauer wesentlich kleiner ist als die theoretisch errechnete. Aber auch bei der beidseitigen symmetrischen Lagerbolzenstützung ergeben sich noch infolge der Bolzenverformung und der Schubverformung am Planetenträger die genannten Fluchtungsfehler, allerdings in einer kleineren Größenordnung.

Auf der Grundlage des Konstruktionsprinzips mit offenem Planetenträger und fliegender Planetenradlagerung liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die aus der unvermeidbaren Bauteilverformung resultierenden nachteiligen Auswirkungen auf die Lager- und Zahnradlebensdauer weitgehend auszuschalten.

Die Lösung des Problems geht aus den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hervor.

Zweckmäßige und vorteilhafte Weiterbildungen sind mit den kennzeichnenden Merkmalen der Unteransprüche 2 bis 10 angegeben.

Bei den Betrachtungen zum Stand der Technik ist bereits erwähnt, daß ein offener Planetenträger mit fliegend eingesetzten Lagerzapfen wesentliche Vorteile bezüglich Werkstoffwahl und Herstellung bietet. Die dabei auftretenden Nachteile – Fluchtungsabweichungen in den Planetenradlagern und in den Zahneingriffen infolge von Biege- und Schubverformungen der Lagerzapfen – werden mit den er-

findungsgemäßen Mitteln vollständig beseitigt. Durch die kardanische Radialstützung der Lager-Innenlaufringe auf den Lagerzapfen werden die Zapfenverformungen nicht mehr auf die Lager und die Planetenzahnräder übertragen.

Die axialspielfreie Einklemmung der Innenlaufringe erlaubt eine exakte planparallele Verschiebung der Planetenräder. Damit wird nun – im Gegensatz zum Stand der Technik – die Möglichkeit eröffnet, die Lagerzapfen absichtlich extrem biegeelastisch auszubilden mit dem Ziel, daß fertigungsbedingte Teilungs- und Richtungsfehler – innerhalb der zulässigen Toleranzabweichungen – ausgeglichen und Stoßbelastungen gedämpft werden. Die Tragfähigkeit der Lager und der Zahnräder wird dadurch optimal ausnutzbar.

Da am Planetenträger zwischen den Planetenrädern Schubstege nicht benötigt werden, kann der ganze Planetenteilkreis mit Planetenrädern besetzt werden. Bei einer ausgewogenen Getriebeauslegung können mindestens sechs Planetenräder mit kleinerer Breite angeordnet werden. Bei vorgegebenem Radialmaß wird dadurch die axiale Baulänge verkürzt; außerdem ergibt sich ein günstigeres Belastungsbild am innenverzahnten Hohlrad.

Ein konkretes Anwendungsbeispiel der Erfindung wird anschließend beschrieben, wobei auf folgende zeichnerische Darstellungen Bezug genommen wird:

Fig. 1 Halber Längsschnitt durch ein Radnaben-Planetenge triebe; Schnitt durch ein Planetenrad.

Fig. 2 Zu **Fig. 1**, jedoch Schnitt zwischen den Planetenrädern.

Fig. 3 Schema-Ansicht zur Planetenradanordnung.

Fig. 4–Fig. 8 Vergrößert dargestellte Längsschnitte durch ein Planetenradlager mit Ausführungsvarianten für den Innenlaufring und die Wälzkörperführung.

Zu **Fig. 1**: Die Zeichnung zeigt einen Halb-Längsschnitt eines Radnaben-Planetenge triebes für eine Nutzfahrzeugachse – die nicht zum Erfindungsumfang gehörenden Schnitteile sind darin mit Strich-Punkt-Linie dargestellt. Dem Beispiel ist folgender Kraftfluß zugrundegelegt: Der Antrieb erfolgt über die Seitenwelle **51** und das zentrale Sonnenrad **Z1**; das Hohlrad **Z2** mit Innenverzahnung ist torsions-formschlüssig mit dem ruhenden Achskörper **61** verbunden; abgeleitet wird das Drehmoment über den Planetenträger **40**, welcher über das Planetenträgerrohr **41** drehfest mit der Radnabe gekoppelt ist. Planetenträger **40** und -Rohr **41** haben gleichzeitig die Funktion eines umlaufenden Getriebegehäuses, welches mittels des angeschraubten Planetenträgerdeckels **42** nach außen abgeschlossen wird. Bei diesem Getriebeaufbau ist das Übersetzungsverhältnis nur abhängig vom Zähnezahlnverhältnis von Sonnenrad **Z1** und Hohlrad **Z2**, und zwar $i = (Z1 + Z2)/Z1$.

Mit der erfindungsgemäßen Planetenradlagerung ist es möglich, den Planetenträger **40** aus einem schweißbaren Werkstoff herzustellen, so daß die Verbindung mit dem Planetenträgerrohr **41** mittels Schweißnaht ausführbar ist.

Aufgrund der kardanischen Planetenradstützung auf dem Lagerzapfen **10** hat die Winkelabweichung der Lagerzapfenachse keinen nachteiligen Einfluß auf das Tragbild der Wälzlager und des Zahneingriffs; deshalb ist für die Befestigung der Lagerzapfen im Planetenträger **40** keine Preßpassung erforderlich; eine Schiebepassung ist ausreichend, was sich bei der Montage vorteilhaft auswirkt. Außerdem wird vorgeschlagen, die Lagerzapfen **10** mit der höchstmöglichen Werkstofffestigkeit auf größtmögliche Elastizität auszuliegen, wodurch eine günstige Auswirkung auf die Lastverteilung und auf die Laststoßdämpfung erreicht wird.

Die Zeichnungen **Fig. 2** und **Fig. 3** veranschaulichen die Befestigung der Stirnscheibe **43** und die Lage der Befestigungselemente **47**, **48**, wobei eine Getriebeausführung mit sechs Planetenrädern **Z3** zugrundegelegt ist. Die ringför-

mige Stirnscheibe 43 hat nur die Funktion, die Position der Planetenräder Z3 und der Lagerzapfen 10 in Axialrichtung zu sichern. Sie übernimmt keine Radialstützkraft von den Lagerzapfen und überträgt somit auch kein Drehmoment auf den Planetenträger 40.

Die Anlauf-Ringscheiben 441, 442 gemäß Anspruch 5 sind in der erfindungsgemäßen Form als Ringscheiben nur bei einem offenen Planetenträgersystem – wie der Erfindung zugrundegelegt – anwendbar. Sie erfüllen den Zweck, Verschleiß am Planetenträger zu verhindern und Reibungsverluste an den Stirnseiten der Planetenräder abzubauen.

Alternativ wird vorgeschlagen, zum gleichen Zweck eine Gleitschicht an den Planseiten von Planetenträger 40 und Stirnscheibe 43 nach einem Beschichtungsverfahren aufzubringen.

Im betrachteten Beispiel ist die Lauffläche des Innenlauf-ringes 20 durchgehend zylindrisch ausgeführt, zugunsten einer billigen Feinbearbeitung. Dazu ist ein vollrolliger Wälzkörperkranz ohne Käfigführung, jedoch mit Stirn-Anlauffringen 32 vorgesehen. Als Alternativausführung wird ein käfiggeführter Wälzkörperkranz eingesetzt.

Die Längenverhältnisse von Innenlauf-ring 20, Planetenrad Z3 und Distanzhülse 47 sind so abgestimmt, daß sich für die Planetenräder ein freies Axialaufspiel ergibt und daß die Innenlauf-ringe 20 mit geringer Spannkraft axial eingeklemmt sind. Die Innenlauf-ringe sollen einerseits entsprechend der Lagerzapfenverformung planparallel verschiebbar sein, andererseits sich aber nicht mit dem Wälzkörperkranz mitdrehen.

In den Zeichnungen Fig. 4 bis Fig. 7 sind Vorschläge zur Ausbildung von Innenlauf-ring 20 und Wälzkörperkranz 30 angegeben, wobei angestrebt wird, daß der Innenlauf-ring mit dem Wälzkörperkranz als nichttrennbare Lagereinheit komplettiert werden kann, wodurch dann die Getriebemontage wesentlich vereinfacht wird. Dazu sind als konstruktive Maßnahmen erforderlich: a) die Wälzkörper 30 müssen am Innenlauf-ring 20 axial fixiert werden, b) die Wälzkörper müssen radial nach außen zusammengehalten werden. Die erfindungsgemäßen Vorschläge dazu gehen aus dem kennzeichnenden Teil der Ansprüche 6 bis 9 hervor.

Im betrachteten Anwendungsfalle ist in der Regel der Einbauraum begrenzt und die Planetenwälzlager bilden dabei ein bezüglich Lebensdauer kritisches Konstruktionselement. Um eine größtmögliche Tragzahl für die Wälzlager zu erreichen, muß eine vollrollige Ausführung angestrebt werden, wobei dann die Parallelführung der Wälzkörper – eine Mindestlänge vorausgesetzt – an den Hüllmantelflächen erfolgt. Bei einer Ausführung nach Zeichnung Fig. 4a wird eine Optimierung zur vollrolligen Ausführung in der Weise vorgeschlagen, daß als stirnseitige Käfigborde Kunststoff-ringe 33 vorgesehen werden, welche mittels dünner Drahtstege 34 axial zusammengehalten werden, wobei letztere jeweils in den äußeren Wälzkörpernischen angeordnet sind. Ein Anordnungsschema dazu zeigt Zeichnung Fig. 4b. Alternativ dazu ist der Einsatz eines herkömmlich käfiggeführten Wälzkörperkranzes vorgesehen.

Die Ausbildung der Innenlauf-ringe mit Führungsbord 23 – Fig. 4a, Fig. 5, Anspruch 6 und 7 – hat den Vorteil, daß die Ringdicke an den Stirnseiten größer wird. Nachteilig ist die aufwendigere Feinbearbeitung der Lauffläche.

Dieser Nachteil wird eliminiert mit den Weiterbildungen, die in den Zeichnungen Fig. 6 und Fig. 7 – Anspruch 8 und 9 – dargestellt sind, mit stirnseitig an den Innenlauf-ring 20 angesetzten Bordringen 26, 27. Auch für diese Ausführungen ist der Einsatz sowohl von käfiggeführten Wälzkörpern als auch von vollrolligen, käfiglosen Wälzkörpern vorgesehen.

Bei den Ausführungsvorschlägen Fig. 4 bis Fig. 7 sind an

den Stirnseiten der Planetenräder Einzel-Anlaufscheiben 45 gemäß Anspruch 10 vorgesehen – entgegen dem kennzeichnenden Teil des Anspruches 5. Diese Maßnahme wird damit begründet, daß der Einsatz von Komplettlagern eine andere

5 Montageweise ermöglicht.

Die erfindungsgemäße Planetenradlagerung ist nicht auf die Getriebekonstruktion des betrachteten Beispiels nach Zeichnung Fig. 1 beschränkt. So wird zum Beispiel der Erfindungsumfang nicht berührt, wenn in bekannter Weise die Verbindung von Planetenträger 40 mit dem Planetenträgerrohr 41 nicht mittels Schweißnaht sondern mittels eines Schraubflansches erfolgt.

Darüberhinaus sind mit den Mitteln der Erfindung noch folgende bekannte Grundsysteme von Planetengetrieben 15 ausführbar:

- a) der Antrieb erfolgt über das Hohlräder Z2 – vgl. hierzu Zeichnung Fig. 1 –, das zentrale Sonnenrad Z1 ist starr mit dem Achskörper 61 verbunden, der Abtrieb erfolgt auch über den Planetenträger, welcher mit der Radnabe torsionsstarr verbunden ist. Das Übersetzungsverhältnis ergibt sich dann zu $i = (Z1 + Z2)/Z2$;
- b) der Planetenträger ist starr mit dem Achskörper verbunden, der Antrieb erfolgt über das zentrale Sonnenrad Z1 und der Abtrieb über das Hohlräder Z2, welches dann torsionsstarr mit der Radnabe verbunden ist; das Übersetzungsverhältnis ergibt sich dann zu $i = Z2/Z1$.

Beide Systeme erfordern jeweils eine andere Form des Planetenträgers; die Erfindungsmerkmale von Anspruch 1 bis 10 werden dadurch jedoch nicht berührt. Zur Frage der Montageverfahren muß auch noch berücksichtigt werden, daß verschleißanfällige Getriebeteile ohne aufwendige Rad- und Achsdemontage ausgewechselt werden können. Beim betrachteten Beispiel können nach Abnahme des Planetenträgerdeckels 42 die Lagerzapfen 10 nach außen herausgezogen werden, wozu zum Ansetzen eines Werkzeuges eine hinterschnittene Eindrehung 14 am Lagerzapfen vorgesehen ist. Nach dem Herausziehen des Sonnenrades Z1 können dann die Planetenräder mit Lager durch die zentrale Öffnung des Planetenträgers hindurch ausgewechselt werden.

Um bei jedem der angegebenen Getriebesysteme eine mindesterforderliche Ölversorgung für die Planeten-Wälzlager zu gewährleisten, ist eine Ölzuführung von der inneren Stirnseite vorgeschlagen. Dazu sind die Durchgangsbohrungen 46 in der Stirnscheibe 43 und die Aussparungen 451 an den Anlaufscheiben 45 vorgesehen. Diese sind jeweils im Laufbahnbereich der Wälzkörper angeordnet.

Patentansprüche

1. Planetenradlagerung für Planetengetriebe, insbesondere für solche, welche als Radnabengetriebe in Fahrzeugachsen eingebaut sind, wobei die Lagerzapfen einseitig – als fliegend bezeichnet – in den axial offenen Planetenträger mittels einer zylindrischen Passung eingesetzt sind, wobei zur Übertragung der Relativdrehung zwischen Planetenrad und ruhendem Lagerzapfen ein Wälzlager vorgesehen ist, dessen Tragzentrum mit dem Lastzentrum des Zahneingriffes zusammenfällt und wobei als Außenlaufbahn für die Wälzkörper die zylindrische Bohrung des Planetenrades ausgenutzt wird, **gekennzeichnet durch** die Merkmale

- a) als innere Laufbahn für die Wälzkörper (30) ist ein Innenlauf-ring (20) vorgesehen, welcher nur mit einem kurzen zylindrischen Stützabschnitt (22) im Lastzentrum (FC) auf dem Stützbund (12) des Lagerzapfens (10) radial gestützt und inner-

halb eines kleinen Winkelbereiches kardanisch gegenüber dem Lagerzapfen bewegbar ist;
 b) der Stützbund (12) des Lagerzapfens (10) hat einen kleineren Durchmesser als die zylindrische Zapfeneinpassung am Planetenträger (40) und der Übergang zwischen diesen Lagerzapfenabschnitten ist als Kegelhals (11) ausgeführt, wobei der Stützbund (12) mit einer kleinen Durchmesserergrößerung von diesem Kegelhals abgesetzt ist;
 c) der Innenlaufring (20) weist im Bereich des Stützabschnittes (22) eine wesentlich größere Dicke auf als an seinen Stirnseiten und seine gegenüber dem Lagerzapfen (10) freigestellten Innenflächen (21) sind gegensymmetrisch zum Stützabschnitt (22) hohlkegelförmig ausgebildet mit etwa dem gleichen Kegelwinkel des Kegelhalses (11) (Fig. 1; Fig. 4a).

2. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1, wobei als axiale Festlegung der Lagerzapfen nach außen ein Planetenträgerdeckel vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß zur axialen Festlegung der Lagerzapfen nach innen eine von radialen Zahnradkräften freigestellte ringförmige Stirnscheibe (43) vorgesehen ist, welche mittels der Distanzhülsen (47) und der Schrauben (48) mit dem Planetenträger axial starr verbunden ist (Fig. 2; Fig. 3).

3. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Lagerzapfen (10) eine als Distanzzapfen (15) ausgeführte Verlängerung aufweist, welche einen kleineren Durchmesser hat als der Stützbund (12) und an die Stirnscheibe (43) anschlägt, wobei für die Lagerzapfen (10) ein geringes Axial-Toleranzspiel vorgesehen ist.

4. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Stützbund (12) an jedem Lagerzapfen eine ballige Oberfläche aufweist und daß der Übergang zum Kegelhals (11) mit einem Hohlkehlenradius ausgeführt ist (Fig. 4a; Fig. 5).

5. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 bis 4, wobei an den Stirnseiten der Planetenräder Anlaufscheiben aus einem Gleitlagerwerkstoff vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, daß als Anlaufscheiben an den inneren Planflächen von Planetenträger (40) und Stirnscheibe (43) geschlossene Ringscheiben (441, 442) vorgesehen sind.

6. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 bis 5, wobei zur Parallelführung der Wälzkörper ein Lagerkäfig vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenlaufringe (20) an beiden Stirnseiten zur axialen Festlegung der Wälzkörper Führungsborde (23) aufweisen (Fig. 4a).

7. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 bis 6, wobei der Wälzkörperkranz in bekannter Weise vollrollig ausgeführt ist und die Parallelführung der Wälzkörper ohne Käfig an der Außenhüllbahn erfolgt, wobei zum Zwecke der Montagevereinfachung der Innenlaufring mit den Wälzkörpern als eine Lager Einheit zusammengefügt ist und wobei die Stirnseiten der Wälzkörper eine kurze, im Durchmesser verkleinerte Spurfase aufweisen, dadurch gekennzeichnet, daß zur axialen Begrenzung der Wälzkörperbahn Halteringe (24) vorgesehen sind, welche am äußeren Umfang einen Haltebord (241) aufweisen, welcher die Spurfasen (31) der Wälzkörper (30) überdeckt und daß zur axialen Festlegung der Halteringe (24) am Innenlaufring Sicherungsringe (25) vorgesehen sind (Fig. 5).

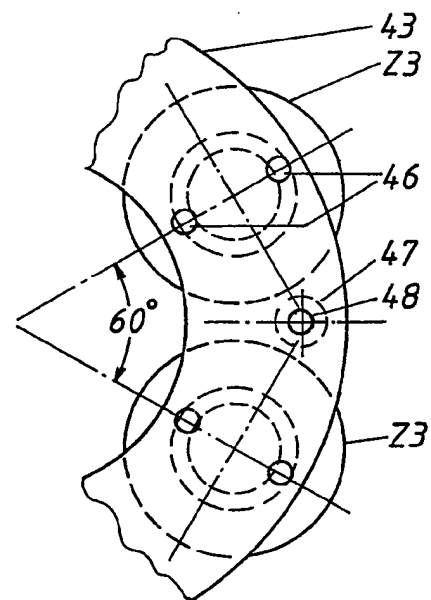
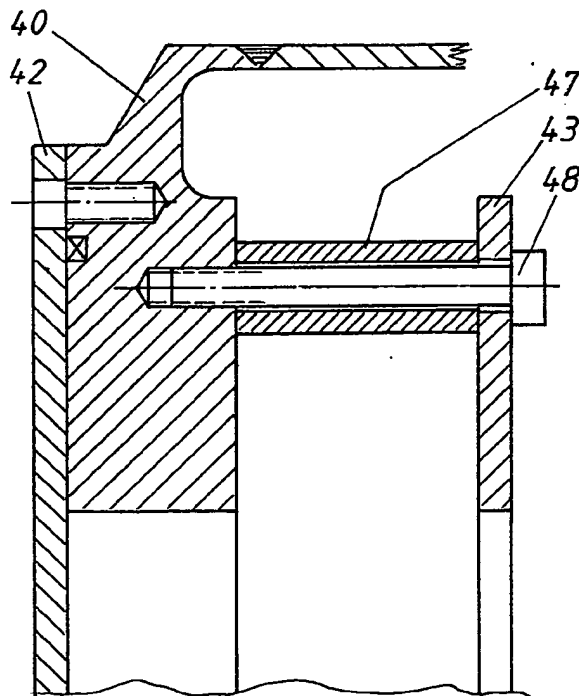
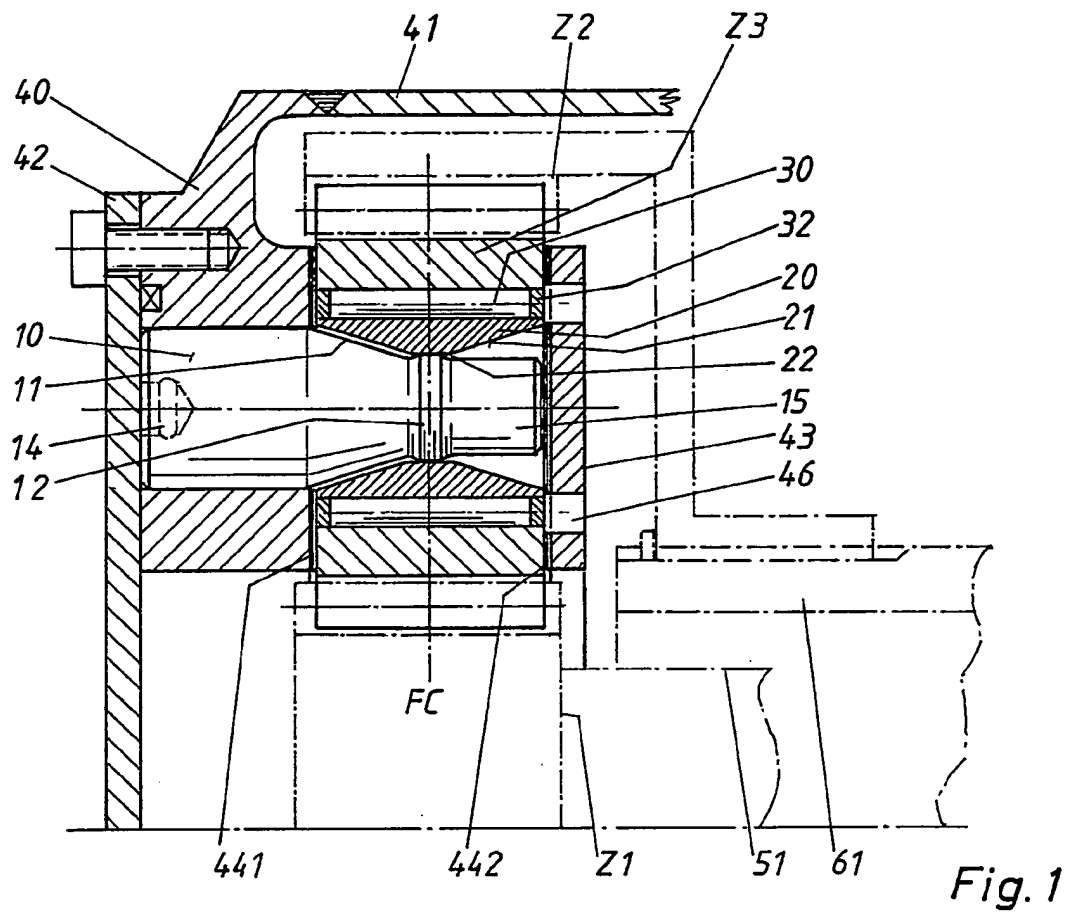
8. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach An-

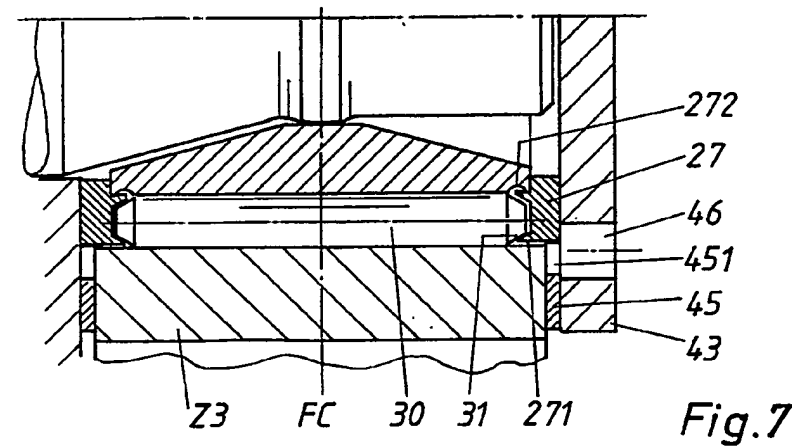
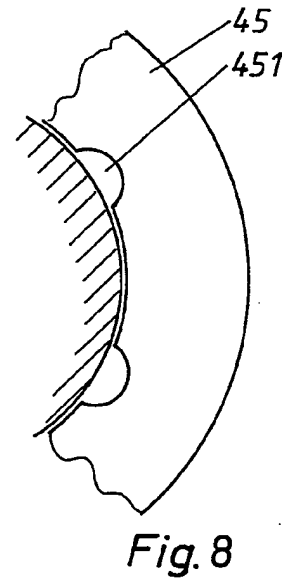
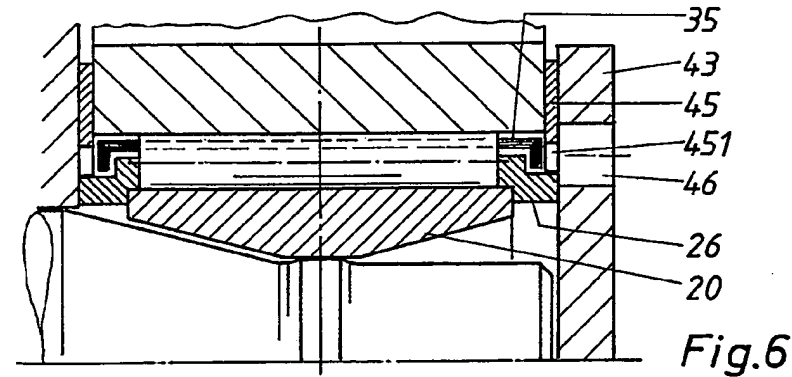
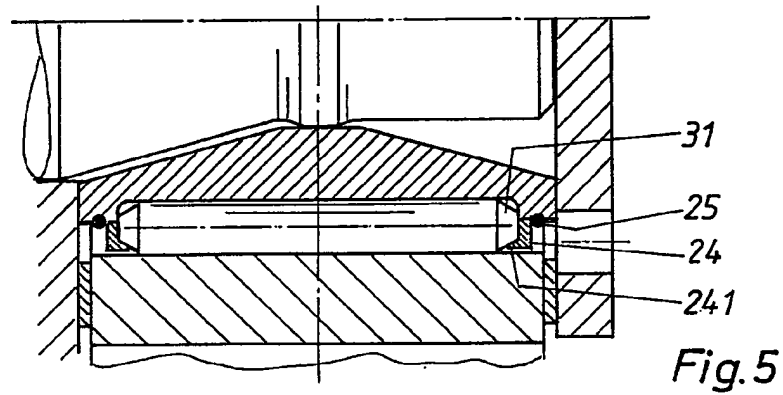
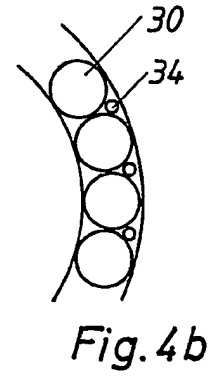
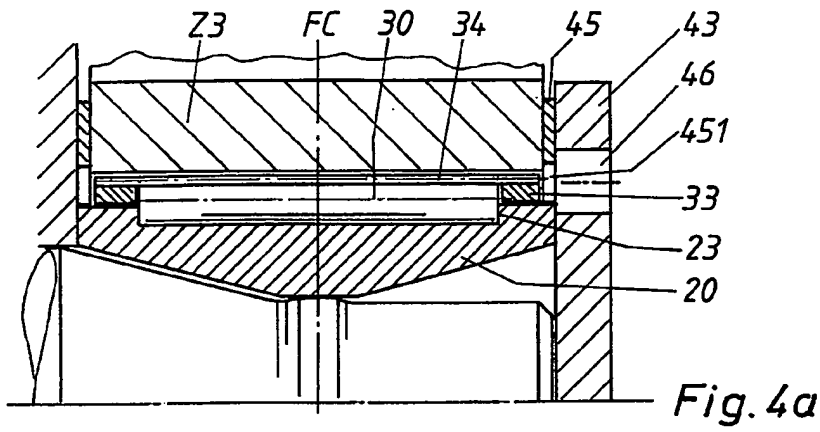
spruch 1 bis 5, mit käfiggeführten Wälzkörpern, dadurch gekennzeichnet, daß an den Stirnseiten von jedem Innenlaufring (20) Bordringe (26) angesetzt und radial zentriert sind, wobei die Längensumme von Innenlaufring und beiden Bordringen gleich ist der Länge des einteiligen Innenlaufringes nach Anspruch 6 und 7 und daß die Stirnborde des Wälzkörperkäfigs (35) die Bordringe (26) radial überlappen und als Axialfixierung wirksam sind (Fig. 6).

9. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 bis 5, mit Innenlaufringen und Bordringen nach Anspruch 8, mit vollrolligem, käfiglosem Wälzkörperkranz und mit einer Radialhalterung der Wälzkörper nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Innenlaufring (20) mit den stirnseitigen Bordringen (27) mittels eines axial formschlüssig wirksamen Klemmprofils (272) zusammengesetzt ist und daß zur Radialhalterung der Wälzkörper (30) die Halteborde (271) Teil der Bordringe (27) sind (Fig. 7).

10. Planetenradlagerung für Planetengetriebe nach Anspruch 1 bis 4 und Anspruch 6 bis 9, wobei an den Stirnseiten der Planetenräder Anlaufscheiben aus einem Gleitlagerwerkstoff vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Anlaufscheiben (45) auf den Führungsborden (23) und auf den Bordringen (26, 27) radial zentriert sind und am inneren Lochrand mehrere Aussparungen (451) zum Zwecke der Ölzuführung aufweisen und daß die Stirnscheibe (43) im Bereich der Wälzkörperbahnen wenigstens eine Durchgangsbohrung (46) aufweist (Fig. 3, Fig. 4a–Fig. 8).

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen





**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER: _____**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.